

**И.С. ЧЕРНЯВСКИЙ**, к.т.н., начальник КБ ОАО "Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе";

**А.В. УСТИНЕНКО**, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ"

## **АНАЛИЗ КОНТАКТНОЙ И ИЗГИБНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА Т-150К**

Рассмотрены методы оценки напряженности и долговечности зубчатых передач трансмиссий тракторов. Проведен анализ напряженности и долговечности зубчатых колес коробки передач и раздаточной коробки трактора Т-150К.

**Ключевые слова:** трактор, трансмиссия, напряжения, долговечность.

**Введение.** Современная промышленность и сельское хозяйство требуют увеличения энергонасыщенности тракторов. Также следует отметить, что реалии эксплуатации тракторов в рыночных условиях приводят к значительному превышению регламентированного ресурса основных агрегатов, в частности, зубчатых передач.

Таким образом, возникает актуальная задача оценки выносливости зубчатых передач тракторных трансмиссий.

**Конструктивные особенности коробки передач трактора Т-150К.** Рост мощности двигателей и новые требования к тракторам: увеличение числа передач, обеспечение переключения на ходу, увеличение ресурса до 8000-10000 часов потребовали на рубеже 80-х годов модернизации ряда агрегатов трактора, и в первую очередь, трансмиссии [1, 2].

На рисунке 1 приведена кинематическая схема модернизированной коробки передач и раздаточной коробки трактора Т-150К с двигателем СМД-60 (номинальная мощность  $N=165$  л.с., частота вращения коленчатого вала  $n=2100$  об/мин) [3].

Она внедрена в серийное производство в 1986г., в ее основе лежат а.с. СССР №979178, патент 15690; а.с. СССР №1580067, патент 11820. Коробка имеет три диапазона по четыре переключаемых на ходу передачи внутри каждого из них. Крутящий момент передается с первичного вала I на вторичный вал II через одну из четырех пар зубчатых колес 23/40, 25/38, 28/36, 33/32, включаемых соответствующей гидроподжимной муфтой. На первом диапазоне – через пары колес 31/31, 20/42 на первичный вал III раздаточной коробки и далее через пару колес второго диапазона на выходные валы заднего IV и отключаемого переднего V мостов. Второй и третий диапазоны обеспечиваются соответственно парами шестерен 19/39 и 37/33. Задний ход обеспечивается колесами  $z=44$ ,  $z=32$ ,  $z=22$ ,  $z=42$ .

Рабочие ширины зубчатых венцов в коробке передач  $b_w=30$  мм, в раздаточной коробке  $b_w=37$  мм. Модуль зацеплений  $m=5$  мм кроме пары 19/39 с модулем  $m=6$  мм.

**Расчет напряжений и ресурса шестерен трансмиссии.** Основой для расчета послужила гистограмма нагружений по диапазонам и передачам для типового режима эксплуатации, приведенная на рисунке 2.

Расчет контактных и изгибных напряжений в зацеплениях выполнялся двумя способами:

– на основе стандартной методики ГОСТ 21354-87 [4] с уточнением допускаемых напряжений по данным натурных ускоренных испытаний трансмиссий

(проводились в ОАО "Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе") [5] и математического моделирования усталостных процессов в зубьях [6];  
 – моделированием контактного взаимодействия и НДС зубьев методом конечных элементов в системе ANSYS.

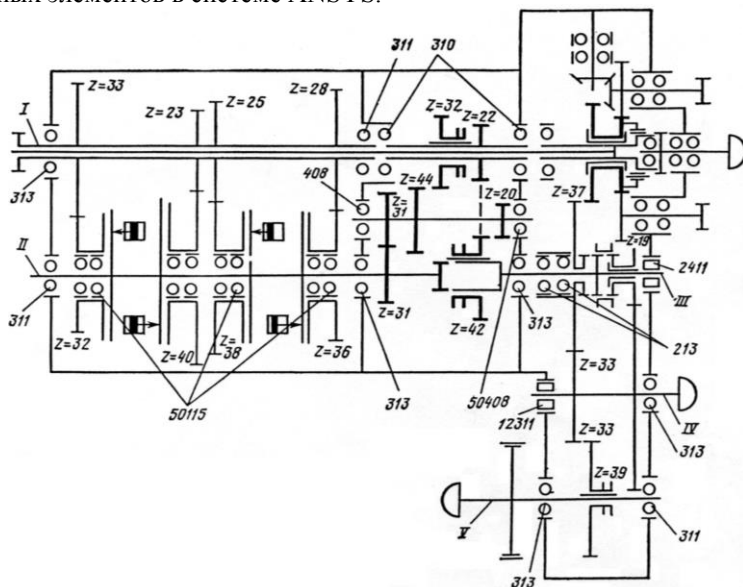


Рисунок 1 – Кинематическая схема коробки передач и раздаточной коробки трактора Т-150К

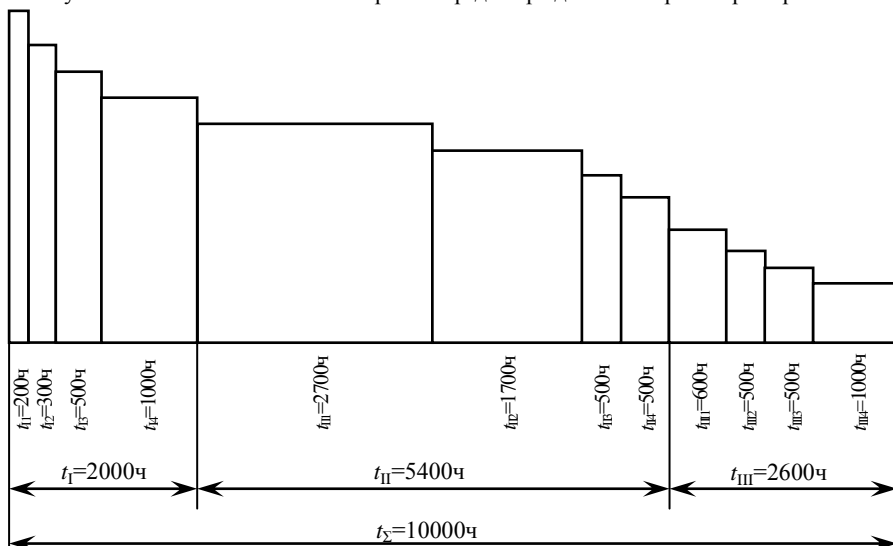


Рисунок 2 – Время работы на передачах для типового режима эксплуатации:  
 $t_2$  – регламентированный ресурс трансмиссии;  $t_1, t_{II}, t_{III}$  – время работы на I, II и III диапазонах;  $t_{II1}, \dots, t_{III4}$  – время работы на передачах

Для дальнейшего анализа использовались результаты расчетов по стандартной методике. Это связано с двумя причинами:

- разница в значениях действующих контактных  $\sigma_H$  и изгибных  $\sigma_F$  напряжений, рассчитанных по стандартной методике с контактными давлениями и растягивающими напряжениями, определенными в ANSYS, не превышала 7-8%. Это говорит о целесообразности применения стандартной инженерной методики для оценочных расчетов с минимальной затратой времени (что далеко не всегда возможно при анализе НДС в конечноэлементных программных комплексах);

- как известно [6], стандартные нормы допускаемых изгибных  $\sigma_{FP}$  и контактных  $\sigma_{HP}$  напряжений определены для плоской задачи теории упругости по результатам натурных испытаний зубчатых колес на выносливость (для  $\sigma_{FP}$ ) и на основе роликовой аналогии (для  $\sigma_{HP}$ ). Сравнение их с действующими напряжениями, рассчитанными с помощью МКЭ на основе пространственной задачи теории упругости, несколько некорректно и может снизить адекватность расчетов на выносливость.

Оценка долговечности проводилась с применением рекомендаций ГОСТ 21354-87 по учету слабого наклона правой ветви кривой контактной выносливости при суммарном числе циклов перемены напряжений  $N_K > N_{Hlim}$ , где  $N_{Hlim}$  – базовое число циклов, соответствующее пределу контактной выносливости  $\sigma_{Hlimb}$ .

Расчет ресурса выполнялся в следующей последовательности.

1. Определялись эквивалентные числа циклов перемены напряжений при расчете на контактную и изгибную выносливость  $N_{HE}$  и  $N_{FE}$  по общеизвестным зависимостям:

$$N_{HE} = \sum_{i=1}^{i_n} \left( \frac{T_{li}}{T_{1H}} \right)^3 N_{ci}; \quad N_{FE} = \sum_{i=1}^{i_n} \left( \frac{T_{li}}{T_{1F}} \right)^9 N_{ci} \leq N_{Flim}, \quad (1)$$

где  $i=1; \dots; i_n$  – принятые к расчету ступени нагрузки в циклограмме;  $T_{li}$  и  $N_{ci}=60n_i \cdot t_i$  – соответствующие им значения крутящего момента и циклов перемены напряжений на шестерне;  $N_{Flim}$  – базовое число циклов, соответствующее пределу изгибной выносливости  $\sigma_{Flimb}^0$ .

Дополнительно для случая  $N_K > N_{Hlim}$  из циклограммы исключались ступени с нагрузками, создающими напряжения ниже так называемого повреждающего уровня  $\sigma_{HG} = \alpha_{HG} \cdot \sigma_{Hlimb}$  (ГОСТ 21354-87 рекомендует принимать  $\alpha_{HG}=0,75$ ).

2. Определялось суммарное число циклов до разрушения.

- 2.1. По изгибной выносливости:

$$\left. \begin{aligned} N_{F\Sigma} &= \left( \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_F} \right)^9 N_{FE} \quad \text{при } N_{F\Sigma} \leq N_{Flim}; \\ N_{F\Sigma} &= \infty \quad \text{при } N_{F\Sigma} > N_{Flim}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

- 2.2. По контактной выносливости:

$$\left. \begin{aligned} N_{H\Sigma} &= N_{HE} \left( \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \right)^6 \quad \text{при } N_{HE} \leq N_{Hlim}; \\ N_{H\Sigma} &= N_{HE} \left( \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_H} \right)^{20} \quad \text{при } N_{HE} > N_{Hlim}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

3. Определялась расчетная долговечность зубьев по контактной и изгибной выносливости в часах,  $L_{Hh}$  и  $L_{Fh}$ :

$$L_{Hh} = t \frac{N_{H\Sigma}}{N_{HE}}; \quad L_{Fh} = t \frac{N_{F\Sigma}}{N_{FE}}, \quad (4)$$

где  $t$  – требуемый ресурс шестерен (см. таблицу).

В качестве окончательного значения долговечности  $L_h$  для каждой зубчатой пары принималось меньшее из  $L_{Hh}$  и  $L_{Fh}$ .

Результаты расчетов сведены в таблицу.

Таблица – Напряженность и долговечность зубчатых колес коробки передач и раздаточной коробки трактора Т-150К

Наименование		Обозн	Передачи КП				Диапазоны РК						
			1	2	3	4	I	I	I-II	III	III-III	3.X.	3.X.
Числа зубьев колес	ведущих	$z_1$	23	25	28	33	31	20	19	37	33	44	22
	ведомых	$z_2$	40	38	36	32	31	42	39	33	33	32	42
Коэффициент смещения исходного контура зубчатых колес	ведущих	$x_1$	0,55	0,55	0	0	0	0,64	0,3	0,525	0	0,434	0,525
	ведомых	$x_2$	0,55	0,55	0,55	0	0,64	0	0,324	0	0	2,238	0
Расчетный крутящий момент на ведущем колесе, Н·м		$T$	562,6	562,6	562,6	562,6	535	524	959	959	485	821	584
Частота вращения ведущего колеса пары, об/мин		$n$	2100	2100	2100	2100	2165	2165	1208	1208	589,3	1382	1900
Напряжения изгиба при приложении нагрузки в вершине, МПа	действующие	$\sigma_{F1}$	402	400	468	501	403	343	445	404	322	547	427
		$\sigma_{F2}$	406	405	405	503	344	404	430	456	322	556	433
	допускаемые	$\sigma_{FP1}$	439	439	438	437	437	440	433	436	437	434	439
		$\sigma_{FP2}$	435	436	436	437	437	435	427	437	437	437	435
Контактные напряжения, МПа	действующие	$\sigma_H$	1085	1061	1074	1163	1006	1112	1224	1016	903	1182	1141
	допускаемые	$\sigma_{HP}$	1094	1102	1143	1112	1108	1085	1001	1086	980	1146	1146
Требуемый ресурс, ч		$t$	3500	2500	1500	2500	2000	2000	7400	2600	10000	300	300
Расчетная долговечность, ч		$L_h$	4200	5200	<b>830<sup>1</sup></b>	<b>710<sup>1</sup></b>	7400	<b>1320<sup>2</sup></b>	<b>1650<sup>2</sup></b>	<b>1800<sup>1</sup></b>	Не орг.	<b>40<sup>1</sup></b>	310

Примечания: <sup>1</sup> – ограничения по изгибной выносливости  $L_{Fh}$ .

<sup>2</sup> – ограничения по контактной выносливости  $L_{Hh}$ .

Анализ результатов показывает, что для большинства зацеплений резервы повышения ресурса отсутствуют. Применение конструктивных, мероприятий, не требующих коренной переработки трансмиссии, на наш взгляд, возможно лишь для пар 28/36 и 37/33, в которых целесообразно перераспределить коэффициенты смещения исходного контура с целью выравнивания напряжений изгиба в корне зуба ведущего и ведомого колеса.

### Выводы:

1. Выполнен анализ контактной и изгибной выносливости зубчатых колес коробки передач и раздаточной коробки трансмиссии для одного из самых распространенных в странах СНГ трактора Т-150К.

2. Полученные расчетные результаты и опыт эксплуатации трактора Т-150К [7] показывают, что зубчатые передачи трансмиссии практически не имеют резервов для дальнейшего повышения энергонасыщенности или увеличения ресурса при эксплуатации на типовом режиме.

**Список литературы:** 1. Устиненко В.Л., Чернявский И.С., Злобинцева В.Я. Напряженность зубчатых передач отечественных тракторов // Детали машин. – 1973. – №17. – С.50-54. 2. Чернявский И.С. Эффективность работы КБ расчетов и научных исследований на Харьковском тракторном заводе // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – №1. – С.16-20. 3. Модернизированная коробка передач тракторов семейства Т-150К / И.С. Чернявский, Е.А. Бондаренко, Н.Г. Амелин, Г.Е. Огий, Н.Ф. Шейко, В.П. Бразник // Экспресс-информация: Тракторное и сельскохозяйственное машиностроение. Сер.1: Тракторы и двигатели. – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1987. – Вып.4. – 8с. 4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 5. Чернявский И.Ш., Травкин И.В., Шаповалов Ю.К. Ускоренные стендовые испытания зубчатых передач и подшипников на машиностроительных заводах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2003. – Вып.8. – Т.2. – С.10-19. 6. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В., Танасевский В.В. Совершенствование стандартных прочностных расчетов зубчатых передач на основе моделирования усталостных процессов // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – Вып.22. – С.110-114. 7. Прогнозирование надежности тракторов / В.Я. Анисович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко, И.С. Чернявский. – М.: Машиностроение, 1986. – 224с.

*Поступила в редакцию 25.03.2013*

УДК 621.833

**Анализ контактной и изгибной выносливости зубчатых колес трансмиссии трактора Т-150К / И.С. Чернявский, А.В. Устиненко** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.182-186. – Бібліогр.: 7 назв.

Розглянуто методи оцінки напруженості та довговічності зубчастих передач трансмісії тракторів. Проведено аналіз напруженості та довговічності зубчастих коліс коробки передач та роздатної коробки трактора Т-150К.

**Ключові слова:** трактор, трансмісія, напруження, довговічність.

Methods of an estimation of stress level and durability of tractors transmission gears are considered. The analysis of stress level and durability of gearings a gearbox and a transfer box for tractor T-150K is carried out.

**Keywords:** tractor, transmission, stress, durability.

УДК 621.833

**В.П. ШИШОВ**, д.т.н., профессор каф. машиноведения  
ВНУ им. В. Даля, Луганск;

**С.Ю. САПРОНОВА**, д.т.н., доцент каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля;  
**О.А. РЕВЯКИНА**, к.т.н., доцент каф. инженерных педагогических дисциплин ЛНУ им. Т. Шевченко; Луганск

**А.А. МУХОВАТЫЙ**, к.т.н., старший преподаватель каф. машиноведения  
ВНУ им. В. Даля

## **ИСХОДНЫЕ КОНТУРЫ НЕЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ВЫПУКЛО- ВОГНУТЫМ КОНТАКТОМ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ**

Даны рекомендации по определению геометрических параметров исходного контура зубьев цилиндрических зубчатых передач, обеспечивающего в зацеплении выпукло-вогнутый контакт рабочих поверхностей, дан пример определения параметров такого исходного контура и разработана его конструкция.

**Ключевые слова:** зубчатая передача, исходный контур, критерии, выпукло-вогнутый контакт, зацепление.

**Актуальность задачи.** В приводах современных машин широко используются зубчатые передачи, нагрузочная способность и надежность которых существенно влияют на экономические показатели оборудования. Поэтому решение задачи повышения нагрузочной способности таких передач является актуальным.

© В.П. Шишов, С.Ю. Сапронова, О.О. Ревякина, О.А. Муховатый, 2013